

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-115728

(43)公開日 平成11年(1999)4月27日

(51)Int.Cl.^{*}

B 60 T 13/12

識別記号

F I

B 60 T 13/12

B

審査請求 未請求 請求項の数1 O.L (全8頁)

(21)出願番号 特願平9-287253

(71)出願人 000000011

アイシン精機株式会社

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

(22)出願日 平成9年(1997)10月20日

(72)発明者 西井理治

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシ
ン精機株式会社内

(72)発明者 大石昌樹

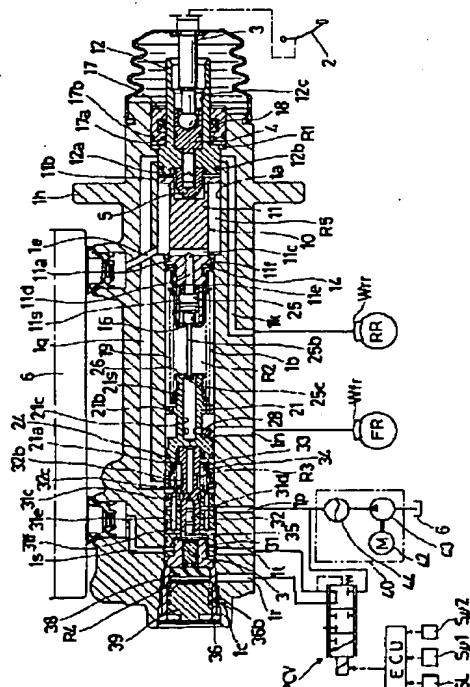
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシ
ン精機株式会社内

(54)【発明の名称】車両用液圧ブレーキ装置

(57)【要約】

【課題】ブレーキ操作力に対するマスタシリング液圧の特性を種々変化させることができるようとする。

【解決手段】シリングボデー1h内にマスタピストン10とその前方の制御ピストン21を収容して両ピストン10、21間の圧力室R2、マスタピストン後方の助勢用圧力室R1、制御ピストン前方のレギュレータ室R3を形成させる。制御ピストン21に連動するスプール32によりレギュレータ室R3と補助液圧源40およびリザーバ6とを連通・遮断するレギュレータ弁を構成し、レギュレータ室R3と助勢用圧力室R1を連通接続する。ゴム等の弾性部材からなるアクション部材38を介してスプール32に後方への押圧力を加える反力圧力室R4を形成し、この反力圧力室R4には補助液圧源40からの圧力を圧力制御弁PCVにより調節して供給する。反力圧力室R4にはレギュレータ室R3の液圧に係数 α を乗じた圧力を供給し、係数 α を積載荷重等に応じて種々の値に変更する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ブレーキ液を貯蔵するリザーバと、シリンドボデー内にマスタピストンを液密的摺動自在に収容して該マスタピストンの前方に圧力室を形成すると共に後方に助勢圧力室を形成し、前記リザーバ内のブレーキ液を前記圧力室に導入しブレーキ操作部材の操作に応じて前記マスタピストンを駆動し前記圧力室からブレーキ液圧を出力する少なくとも一つのマスタシリンダと、前記リザーバ内のブレーキ液を所定の圧力に昇圧してパワー液圧を出力する補助液圧源と、前記シリンドボデー内で前記ピストンの前方に液密的摺動自在に収容し前記マスタピストンに連動するように配置し、後方を前記圧力室に露呈すると共に前方にレギュレータ室を形成する制御ピストンと、該制御ピストンに連動して前記レギュレータ室を前記補助液圧源に連通又は遮断する増圧弁手段と、該制御ピストンに連動して前記レギュレータ室を前記リザーバに連通又は遮断する減圧弁手段とを備え、少なくとも前記助勢圧力室を前記レギュレータ室に連通接続して前記マスタピストンを助勢する車両用液圧ブレーキ装置において、前記圧力室、前記補助液圧源および前記助勢圧力室の何れか一つを圧力供給源として該圧力供給源から圧力が供給される反力圧力室を形成し、該反力圧力室の圧力を受けて前記増圧弁手段および前記減圧弁手段を、前記制御ピストンが前記圧力室の液圧を受けて前記増圧弁手段および前記減圧弁手段を変位させる方向とは逆の方向に変位させるアクション部材と、前記反力圧力室内の圧力を無段的に変化させて所定の圧力に調節するための圧力調節弁手段と、該圧力調節弁手段の作動を制御する電気制御手段とを備えたことを特徴とする車両用液圧ブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この出願の発明は、車両の車輪ブレーキ機構のホイールシリンダにブレーキ液圧を供給する液圧ブレーキ装置に関し、特に液圧助勢手段を備えた車両用液圧ブレーキ装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】車両用液圧ブレーキ装置として様々な構成のものが知られているが、液圧助勢手段を備えたものとして、米国特許第3928970号公報に記載されたものがある。同公報には、加圧流体源の圧力を利用したマスタシリンダに関し、シリンドボア内に摺動自在に収容されるピストンを有し、その前方にブレーキ液圧回路に接続する圧力室を形成すると共に、その後方に加圧流体源に接続するパワー室を形成し、加圧流体源からの流体の供給を制御する弁装置を備えたマスタシリンダ装置が開示されている。同公報では、加圧流体源を有するマスタシリンダにおいて、ピストンはブレーキペダル操作によって直接駆動されるが、加圧状態で移動するインレットもしくはインレットシールを必要としないように構

成することを目的としている。そして、第1のピストンと第2のピストンの間に第1の圧力室を形成して液圧回路に接続し、第2のピストンの前方に第2の圧力室を形成して第1のピストンの後方に接続し、第2の圧力室内に加圧流体源の出力液圧を導入する導入弁を設けると共に、第2の圧力室をリザーバに連通する排出弁を設け、これらの弁を第2のピストンの作動に応じて駆動するよう構成したマスタシリンダ装置が開示されている。

【0003】また、特開平9-24818号公報においては、緊急ブレーキ操作時のブレーキ力を増大させるべく、通常ブレーキ操作時は圧力源の出力液圧をレギュレータによって調圧してホイールシリンダに導入し、緊急のブレーキ操作を検出した時には切換手段によって圧力源を直接ホイールシリンダに連通させるようにした車両用ブレーキ制御装置が提案されている。そして、同公報には、スプールバルブを用いたレギュレータが開示されており、このレギュレータにおいてマスタシリンダ液圧に対するレギュレータ液圧の特性を自由に設定し得るように、レギュレータ液圧の受圧面積を可変とする手段が開示されている。具体的には、ゴム等の弾性部材が係合部材を介してスプールバルブの前方に配置され、レギュレータ液圧の増加によって弾性部材が係合部材に当接する面積が増大することに応じて、スプールバルブに伝達される圧力を規制するよう構成されている。更に、特開平9-24819号公報においても、緊急ブレーキ時にブレーキ力を増大させる装置が開示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】上記の特開平9-24818号公報および特開平9-24819号公報によれば、緊急ブレーキ操作時にブレーキ力を増大させることができが可能であるが、ブレーキ操作力に対するマスタシリンダ液圧の特性が通常ブレーキ操作時用と緊急ブレーキ操作時用の2種類だけであり、ブレーキ機能をより高める、例えば車両の積載荷重の変化、ブレーキパッドの摩擦係数の変化に対応してブレーキ操作力に対するマスタシリンダ液圧の特性を種々変化させてブレーキ操作力に対する車両減速度の特性を所定に維持させることができない。

【0005】また、上記の米国特許公報に記載の装置においては、導入弁と排出弁が用いられているが、特開平9-24818号公報および特開平9-24819号公報に記載のような緊急ブレーキ操作時にブレーキ力を増大せ得るものではなく、ブレーキ機能をより高めることも当然にできない。

【0006】この出願の発明は、ブレーキ操作力に対するマスタシリンダ液圧の特性を種々変化させることができる車両用液圧ブレーキ装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】この出願の請求項1に係

る発明は、ブレーキ液を貯蔵するリザーバと、シリンダボデー内にマスタピストンを液密的摺動自在に収容して該マスタピストンの前方に圧力室を形成すると共に後方に助勢圧力室を形成し、前記リザーバ内のブレーキ液を前記圧力室に導入しブレーキ操作部材の操作に応じて前記マスタピストンを駆動し前記圧力室からブレーキ液圧を出力する少なくとも一つのマスタシリンダと、前記リザーバ内のブレーキ液を所定の圧力に昇圧してパワー液圧を出力する補助液圧源と、前記シリンダボデー内で前記ピストンの前方に液密的摺動自在に収容し前記マスタピストンに連動するように配置し、後方を前記圧力室に露呈すると共に前方にレギュレータ室を形成する制御ピストンと、該制御ピストンに連動して前記レギュレータ室を前記補助液圧源に連通又は遮断する増圧弁手段と、該制御ピストンに連動して前記レギュレータ室を前記リザーバに連通又は遮断する減圧弁手段とを備え、少なくとも前記助勢圧力室を前記レギュレータ室に連通接続して前記マスタピストンを助勢する車両用液圧ブレーキ装置において、前記圧力室、前記補助液圧源および前記助勢圧力室の何れか一つを圧力供給源として該圧力供給源から圧力が供給される反力圧力室を形成し、該反力圧力室の圧力を受けて前記増圧弁手段および前記減圧弁手段を、前記制御ピストンが前記圧力室の液圧を受けて前記増圧弁手段および前記減圧弁手段を変位させる方向とは逆の方向に変位させるアクション部材と、前記反力圧力室内の圧力を無段的に変化させて所定の圧力に調節するための圧力調節弁手段と、該圧力調節弁手段の作動を制御する電気制御手段とを備えたことを特徴とする車両用液圧ブレーキ装置である。

【0008】

【発明の実施の形態】以下、この出願に係る発明の実施形態について図を参照して説明する。

【0009】この出願に係る発明の一実施形態である液圧ブレーキ装置を図1に示し、図2に図1のレギュレータ部を拡大して示し、図3にブレーキ操作力に対するブレーキ液圧の特性を示す。先ず、図1を参照して液圧ブレーキ装置の全体構成を説明すると、シリンダボデー1h内の車両前方側(図1の左側)にレギュレータ部が構成され、車両後方側にマスタシリンダ部が構成されており、ブレーキ操作部材たるブレーキペダル2が設けられている。このブレーキペダル2に加えられた踏力がアッショロッド3および入力部材4を介してブレーキ操作力として伝えられ、これに応じてマスタシリンダ部の出力ブレーキ液圧が車両前方右側および左側の車輪FR、FLに装着された車輪ブレーキ機構のホイールシリンダWfr、Wflに、またレギュレータ部の出力ブレーキ液圧が車両後方右側および左側の車輪RR、RLに装着された車輪ブレーキ機構のホイールシリンダWrR、WrLにそれぞれ出力される(図1では車両前方右側および車両後方左側の車輪FR、RL、並びにこれら車輪に装

着された車輪ブレーキ機構のホイールシリンダWfr、Wrlのみを示す)。

【0010】シリンダボデー1hには、内径が異なる孔1a、1b、1c等からなる段付シリンダ孔が形成されており、この中にはマスタピストン10および制御ピストン21が収容されている。マスタピストン10と制御ピストン21との間に圧力室R2が構成されている。尚、孔1aはこれより大き内径を有する助勢圧力室R1に連通している。最も径が小さい孔1bには制御ピストン21が液密的摺動自在に嵌合されている。マスタピストン10は二つのピストン11およびピストン12から成り、孔1bと、これより大径の孔1aの両者に、夫々ピストン11の両単部が収容され支持されている。即ち、ピストン11の外面には、前端部に小径のランド部11aが形成されると共に、軸方向に所定間隔隔てて後方側に大径のランド部11bが形成されており、前者に環状カップ形状にシール部材14が配設されて孔1bに液密的摺動自在に嵌合され、後者は、孔1aに摺動自在に嵌合されピストン12に当接するように配置されている。

【0011】ピストン11のランド部11a側には円筒状の支持部11sが延出形成され、軸方向に凹部11eが形成されている。また、ピストン11の径方向に貫通孔11cが形成されると共に、これに連通する軸方向の連通孔11dが形成され、これに弁体25が係止されて弁体25の制御ピストン21方向への移動が規制されている。弁体25の一端にはゴム等の弾性部材が被着され、連通孔11dに当接してこれを密閉し得るように構成されている。弁体25の他端側にはロッド25bが一体的に形成され、その前端に係止部25cが形成されている。また、ピストン11のランド部11aの周縁部軸方向には連通孔11fが形成されている。この連通孔11fの前方の圧力室R2側の開口端に環状のシール部材14が装着されており、これらによって逆止弁が構成されている。従って、給液室R5は連通孔11cおよび連通孔11d、並びに連通孔11fを介して圧力室R2に連通し得る。尚、給液室R5は液圧路1eを介してリザーバ6に連通している。

【0012】更に、ピストン11の後方側にはピストン12が収容されている。ピストン12は、その前方外面にランド部12aが形成され、これに環状のシール部材12bが装着されて孔1aに液密的摺動自在に嵌合されており、シール部材12bによって助勢圧力室R1と給液室R5が分離されている。また、ピストン12の後方には凹部12cが形成されており、この凹部12cに入力部材4が収容され、前方で当接部材5と螺合されている。ピストン12は、その前方端面がピストン11の後方端面に対向し、入力部材4および当接部材5を介してブレーキペダル2からの押圧力がピストン11に伝達されるように構成されている。ピストン12の本体部はス

リープ17によって支持されている。このスリープ17の内面および外面には環状の溝が形成されると共に、これから軸方向に一定距離隔てた内面にも環状の溝が形成されている。これらの溝には夫々シール部材17a、17bおよび17cが収容されており、助勢圧力室R1に対するシール性が確保されている。尚、ピストン11とピストン12は一体で形成することとしてもよい。次に、シリングボーダー1hの前方部分には、スプール弁機構を備えたレギュレータ部が形成されており、これに補助液圧源40が接続され、その出力パワー液圧がレギュレータ部によって適宜制御されて出力される。補助液圧源40は電気モーター42によって駆動される液圧ポンプ43を備え、入力側がリザーバ6に接続され出力側がアクチュエータ44に接続され、このアクチュエータ44から液圧路1pを介して連通孔31dにパワー液圧が供給されるように構成されている。孔1c内に収容される制御ピストン21には、軸方向に所定間隔を隔てて一对のランド部21a、21bが形成されているが、前方のランド部21aにのみ環状のシール部材24が装着され、後方のランド部21bの前側と後側は連通している。従って、シール部材24によって、圧力室R2と後述のレギュレータ室R3が分離されており、シール部材24と、ピストン11のランド部11aに装着されたシール部材14との間に圧力室R2が郭成されている。

【0013】図1から明らかなように、制御ピストン21には径方向に貫通すると共に、軸方向に延び後端で開口する貫通孔21cが形成されている。前方のランド部21aの後端に位置し径方向に延在するように係止ピン28がシリングボーダー1hに固定されており、これによって制御ピストン21の前進は許容されるが、後退（マスタピストン10方向への移動）は規制される。制御ピストン21の貫通孔21cは軸方向にも延び、これを囲むように円筒状の支持部21sが一体的に延出形成されており、この中に弁体25の係止部25cが収容されている。支持部21sにはリテナ26が装着され、このリテナ26に係止部25cが係止され、弁体25のマスタピストン10方向への移動が規制されている。また、制御ピストン21の前端部には凹部が形成されており、この凹部に後述するスプール32の後端部が保持されている。

【0014】孔1bに連通する段付の孔1c内には、円筒状のスリープ31および調整部材36が嵌着されており、スリープ31と制御ピストン21との間に調圧室たるレギュレータ室R3が形成されている。スリープ31および調整部材36の外周には複数の環状溝が形成されており、夫々に環状のシール部材が嵌合されている。これらの隣接するシール部材間にはスリープ31の径方向に連通孔31d、31fが形成され、スリープ形状の調整部材36の径方向に連通孔36bが形成されている。スリープ31の中空部内にはスプール32が摺動自在に

収容されており、スプール32の前進移動により連通孔31fの開口部が遮蔽されるように配設されている。

【0015】スリープ31の軸方向には、一端が連通孔31fに連通し、他端がレギュレータ室R3に連通する連通孔31eが形成されており、連通孔31fが開口しているときにはレギュレータ室R3が連通孔31e、31fを介して液圧路1sに連通し得るように構成されている。連通孔31dは、液圧路1pを介して補助液圧源40に連通接続されているが、図1の位置ではスプール32の外周面によって遮蔽されている。更に、連通孔31dの後方のスリープ31の内周面に環状の溝31cが形成されている。尚、連通孔36bは液圧路1rに連通接続されている。

【0016】スプール32の前端にはプランジャー35が軸方向に突出するように嵌着されており、スプール32の後端はレギュレータ室R3内に位置し、制御ピストン21に係止されている。即ち、制御ピストン21の前方の凹部内にリテナ33が支承され、これとスリープ31との間にスプリング34が張架され、スプール32が制御ピストン21に当接するように付勢されている。この制御ピストン21の初期位置（後退位置）においては、連通孔31fの開口部はスプール32によって遮蔽されておらず、レギュレータ室R3はスリープ31の連通孔31e、31f、そして液圧路1sを介してリザーバ6に連通し、大気圧のブレーキ液が充填されている。また、スプール32の外周面には、その後退位置でスリープ31の後端を中心とする軸方向の所定範囲に亘って環状の溝32bが形成されると共に、その前方に所定距離隔てスリープ31の溝31cと対向する位置に環状の溝32cが形成されている。

【0017】而して、レギュレータ室R3内は図2の位置では、スリープ31の連通孔31e、31f、そして液圧路1sを介してリザーバ6に連通しており、大気圧となっているが、制御ピストン21の前進移動に伴ってスプール32が前方に移動すると、スリープ31の連通孔31fが遮断され、代わって連通孔31がスプール32の溝32cと対向すると共に、溝31と溝32bが対向し、従って補助液圧源40と連通する。これにより、補助液圧源40のパワー液圧がレギュレータ室R3内に供給されて昇圧する。レギュレータ室R3は液圧路1qを介して助勢圧力室R1と連通されている。

【0018】一方、調整部材36の中空部は段付孔形状に形成され、その小径部分には伝達部材37が軸方向に摺動自在に収容され、その後端面がプランジャー35の前端面と対向するように配置されている。更に、調整部材36の大径孔部分に例えばゴム製のリアクション部材38が嵌着されており、これに伝達部材37の前端面が当接するように配置されている。尚、本実施形態では、伝達部材37の前端部に円錐台形状の当接部材（符号省略）が設けられてるが、伝達部材37の前端部を同形状

に形成することとしてもよい。そして、調整部材36の中空部の前端にはプラグ39が嵌着され、このプラグ39とリアクション材38との間に反力圧力室R4が形成されている。

【0019】反力圧力室R4は連通孔36bおよび液圧路1rを介して圧力制御弁PCVの圧力出力側に連通接続されている。また、圧力室R2は液圧路1nを介してホイールシリングWfrに連通接続され、助勢用圧力室R1は液圧路1kを介してホイールシリングWrに連通接続されている。

【0020】圧力制御弁PCVは、その圧力入力側を補助液圧源40のアキュームレータ44に連通接続されると共に、その圧力ドレン側を連通路1t、1sを介してリザーバ6に連通接続されており、後述する電気制御装置ECUから入力される指令電流値に比例した圧力を圧力出力側に出力するものである。つまり、圧力制御弁PCVの作動は電気制御装置ECUにより制御されるものである。圧力制御弁PCVは、その通常時は圧力出力側を圧力入力側から遮断して圧力ドレン側に連通するものである。

【0021】図2は、上記スプール弁機構を備えたレギュレータ部を拡大して示すもので、スプール32は小径本体部と大径部32eを有する段付部材であって、その大径部32e側が制御ピストン21に当接するように配置されており、前述のようにリテナ33を介してスプリング34によって制御ピストン21に当接するように付勢されている。そして、レギュレータ室R3内が昇圧されると、その液圧によって大径部32e側が制御ピストン21に押圧されるように構成されている。一方、スリープ31は、連通孔31dを中心前側に大径部が形成され、後方側に小径部が形成された段付円筒体である。従って、連通孔31dを介して補助液圧源40が(図1)から大径部と小径部の間の外周面とシリンダ孔内面との間にパワー液圧が導入されると、大径部側の端面が調整部材36に当接するように付勢されるように構成されている。

【0022】前述のように、調整部材36は円筒体で、この円筒体の中空部に伝達部材37が摺動自在に収容され、この伝達部材37の前端面に当接するようにリアクション部材38が保持されており、伝達部材37の後端面がスプール32の前部に装着されたプランジャ35と対向するように配置されている。而して、圧力制御弁PCVにより反力圧力室R4内に圧力が供給されてリアクション部材38に付与されると、伝達部材37を介してスプール32が後方に押動され、レギュレータ室R3内のレギュレータ液圧が減圧されるように構成されている。

【0023】図1および図2はブレーキペダル2の非操作時の状態を示すもので、この状態から、ブレーキペダル2が操作され、プッシュロッド3、伝達部材4および

当接部材5を介してピストン11、12が前方(図1の左方)に押圧されると、ピストン11に弁体25が当接し、弁体25の弾性力によって連通孔11dが閉塞され、圧力室R2と給液室5との連通が遮断され密閉状態となる。このように、圧力室R2と給液室5との連通が遮断された状態で、ピストン11、12がブレーキペダル2の操作力によって駆動されると、ピストン11はスプリング19を介して図1の状態に保持されているので、これらは一体となって前進する。

【0024】従って、制御ピストン21に支持されたスプール32によって連通孔31fが閉塞され、リザーバ6との連通が遮断される。同時に、補助液圧源40からのパワー液圧が液圧路1pから、連通孔31d、環状の溝31c、32c、そして溝32bを介してレギュレータ室R3に流入し、レギュレータ液圧として液圧路1qを介して助勢用圧力室R1に供給される。これによつて、ピストン11、12が助勢されて前進し、圧力室R2内が更に圧縮され、マスタシリング液圧が液圧路1nを介してホイールシリングWfrに出力されると共に、レギュレータ液圧がパワー室R1から液圧路1kを介してホイールシリングWrに 出力される。一方、反力圧力室R4にレギュレータ液圧に等しい圧力が供給されるものとすると、反力圧力室R4内の圧力による力がリアクション部材38および伝達部材37を介してプランジャ35に伝達されるまで間は、レギュレータ室R3内のレギュレータ液圧によって制御ピストン21に付与される力が、圧力室R2内のマスタシリング液圧によって制御ピストン21に付与される力より大であれば、制御ピストン21が後方に移動し、連通孔31fが開口しリザーバ6と連通するのでレギュレータ室R3内が減圧される。制御ピストン21に付与される力の関係が上記と逆になると、制御ピストン21が前に移動し、連通孔31fが遮断され、代わってレギュレータ室R3が連通孔31d等を介して補助液圧源40と連通するので、レギュレータ室R3内が増圧される。このような制御ピストン21の移動に伴うスプール32の移動の繰り返しによって、制御ピストン21に付与されるレギュレータ液圧による力と、マスタシリング液圧による力とが等しくなるように制御される。而して、反力圧力室R4内の圧力による力がリアクション部材38および伝達部材37を介してプランジャ35に伝達されるまでの間は、マスタシリング液圧に略比例したレギュレータ液圧が出力され、初期のブレーキ液圧特性が得られる。

【0025】更にレギュレータ液圧が増圧され、それに伴い反力圧力室R4に供給される圧力が増圧され、反力圧力室R4の圧力によって弹性部材38の中央部が後方に変位し、伝達部材37がプランジャ35に当接してスプール32が後方に押圧されると、連通孔31fの開口面積が増大する。これにより、レギュレータ室R3内のレギュレータ液圧が減圧され、マスタシリング液圧に略

比例するが初期のブレーキ液圧特性の増圧勾配より緩やかな増圧勾配を有するブレーキ液圧特性が得られる。

【0026】図3は、反力圧力室R4にレギュレータ液圧に等しい圧力が供給された場合のブレーキ操作力に対するマスタシリング液圧の特性を示す。

【0027】ここで、ブレーキ操作力をF、ピストン12の後方部(スリーブ17により支持されている部分)の断面積をA、ピストン12のランド部12aの断面積をB、制御ピストン21のランド部21aの断面積をC、スプール32の前方部分の断面積をD、リアクション部材38の伝達部材37への接触面積をE、マスタシリング液圧をPm、レギュレータ液圧をPp、反力圧力室R4の圧力をPr、係数(圧力比率)を α (尚、 $Pr = \alpha \cdot Pp$)、ピストン11、12の摺動抵抗をRe1、制御ピストン21の摺動抵抗をRe2とすると、ピストン11、12および、制御ピストン21の力の釣り合いから、ブレーキ操作力に対するマスタシリング液圧の特性の勾配 $\Delta Pm / \Delta F$ は概ね次式で与えられる。

【0028】

$$\Delta Pm / \Delta F = 1 / (C - \beta \cdot (B - A - Re1))$$

$$\beta = C / (C - D + \alpha \cdot E + Re2)$$

而して、レギュレータ液圧Ppの増減に拘わらず反力圧力室R4に圧力Prを供給しなければ、つまり $Pr = \alpha \cdot Pp$ の関係における係数 $\alpha = 0$ とすれば、ブレーキ操作力Fに対するマスタシリング液圧Pmの特性は、図4に示すように急勾配になる。

【0029】更に、ブレーキ操作力Fに対するマスタシリング液圧Pmの特性の勾配は、 $Pr = \alpha \cdot Pp$ の関係における係数 α を例えば0.5、0.7、2.0の何れかに選定することにより図5に示すように変えることができる。尚、図3、図4ではブレーキ操作力が増大されるときとブレーキ操作力が減少されるときのヒステリシスが示してあるが、図5の特性ではヒステリシスが省略してある。

【0030】圧力制御弁PCVの作動を制御して反力圧力室R4の圧力を調節する電気制御装置ECUには、レギュレータ室R3のレギュレータ液圧を検出する圧力センサSP1の検出出力、反力圧力室4の圧力を検出する圧力センサSP2の検出出力、積載荷重センサSLの検出出力、走行路面の摩擦係数検出手段(例えばアンチロック制御装置において使用されている公知の摩擦係数推定手段)SM1の検出出力、ブレーキパッド摩擦係数検出手段(例えば、車輪ブレーキ機構のブレーキパッドに加わるブレーキトルクを受けるサポート部材に設けられたブレーキトルクセンサの検出出力とブレーキ液圧とに基づいてブレーキパッド摩擦係数を推定する手段)SM2の検出出力が入力される。そして、電気制御装置ECUは、センサSL、SM1、SM2の各検出出力に基づき係数 α を準備された複数の値の中から1つ選択し、圧力Prが選択した係数 α にレギュレータ液圧Ppを乗

じた値となるように圧力制御弁PCVに入力する指令電流値を決め出力する。例えば、積載荷重、走行路面の摩擦係数、ブレーキパッド摩擦係数が夫々基準値であれば係数 $\alpha = 1$ として指令電流値を制御して反力圧力室R4の圧力をレギュレータ液圧と同じ圧力に制御し、積載荷重が最大で且つブレーキパッドの摩擦係数が最小であるときには係数 $\alpha = 0$ を選択して図3、図5に示すようにブレーキ操作力Fに対するマスタシリング液圧Pmの特性の勾配が最も大きくなり、小さいブレーキ操作力により高いマスタシリング液圧として、積載荷重の増加およびブレーキパッドの摩擦係数の低下に伴う或るブレーキ操作力に対するブレーキ力の低下を補償する。また、走行路面の摩擦係数が極めて小さいときは電気制御装置ECUが係数 $\alpha = 2$ を選択し、図5に示すようにブレーキ操作力Fに対するマスタシリング液圧Pmの特性の勾配を最も小さくし、ブレーキ操作力の変化に対するマスタシリング液圧の変化を小さくして、ブレーキ操作力の微調整による車輪ブレーキ力の微調整を容易にする。ブレーキ操作中に走行路面の摩擦係数が極めて小さい値から通常の値に変化したときには、電気制御装置ECUが係数 α を2から1に変更し、これによりマスタシリング液圧Pmが増大されて車輪ブレーキ力が増大される。

【0031】尚、 $Pr = \alpha \cdot Pp \pm P0$ とすれば、ブレーキ操作力Fに対するマスタシリング液圧Pmの特性が、図5のグラフ値に対してオフセット圧力 $P0$ の分だけ上下動するところであり、そのようにすることとしてもよい。

【0032】ブレーキ操作力Fに対するマスタシリング液圧Pmの特性の勾配を決める係数 α の値を選択するためのファクターは上記の積載荷重、走行路面の摩擦係数、ブレーキパッドの摩擦係数等の車両状態量に限られるものではなく、ブレーキ操作量等としても良い。例えばブレーキペダルの位置を検出するペダル位置センサ検出出力に基づきブレーキペダルの操作ストロークおよび操作速度が夫々所定値を超えたときには緊急ブレーキ操作が行われたものと判定して係数 α を小さくしブレーキ操作力に対するマスタシリング液圧を増加させたり、ペダル操作力センサの検出出力と車両減速度センサの検出出力に基づきペダル操作力と車両減速度が所定関係から外れているときには該所定関係に戻すように係数 α を変更する等してもよい。

【0033】また、圧力制御弁PCVは、図6に示すように、アクチュエータ44から反力圧力室R4への圧力導入路を開閉制御する常閉の開閉電磁弁SV1および反力圧力室R4からリザーバ6への圧力排出路を開閉制御する常開の開閉電磁弁SV2によって構成することとしてもよい。

【0034】更に、係数 α を1以下の範囲で選択するようにした場合においては、反力圧力室R4の圧力源として圧力室R2のマスタシリング液圧や助勢用圧力室R1

のレギュレータ液圧を使用することとしてもよい。

【0035】更に、図1の液圧ブレーキ装置においては、マスタシリング液圧を発生させる圧力室R2を1つとし、マスタシリング液圧を2つのホイールシリンダに供給し、他の2つのホイールシリンダにはレギュレータ液圧を供給するようにしたが、マスタシリング液圧を発生させる圧力室を2つ形成し、その一方のマスタシリング液圧を2つのホイールシリンダに、またその他方のマスタシリング液圧を他の2つのホイールシリンダに夫々供給することとしてもよい。

【0036】この出願の発明の実施に際しては、車輪のロック傾向の有無を判別して車輪をロックさせないようにホイールシリング液压を自動調節するアンチロック制御システムを設けることが望ましい。

【0037】

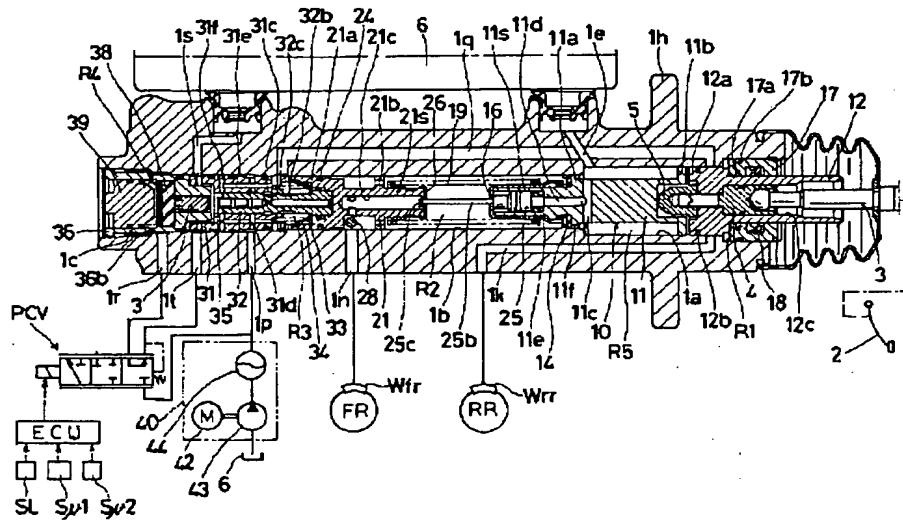
【発明の効果】この出願の発明によれば、ブレーキ操作力に対するマスタシリンダ液圧の特性を種々変化させることができ、最適なブレーキ効果を得ることが可能となる効果がある。

【図面の簡単な説明】

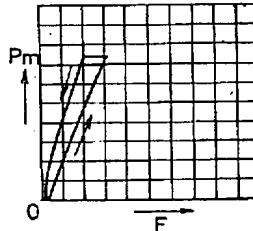
【図1】この出願の発明に係る液圧ブレーキ装置の概略構成を示す図である。

【図2】図1の一部の拡大図である。

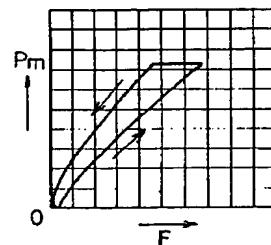
〔圖1〕



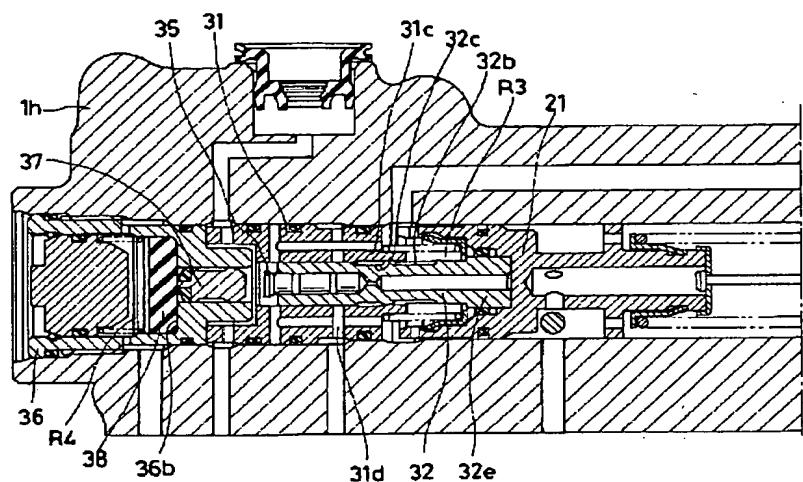
【図3】



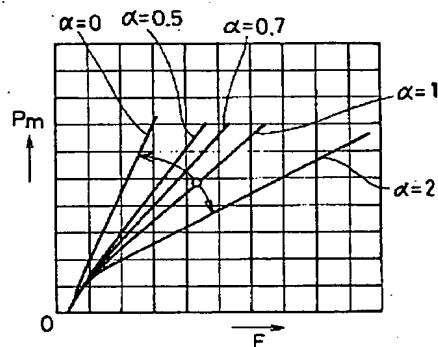
〔图4〕



【図2】



【図5】



【図6】

